

بررسی رفتار گرمایی و سیالاتی مبادله‌کن گرمایی هوا خنک‌شو برای به‌کارگیری در سامانه شبیه ساز ارتفاع

محمد رضا عساری* دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول، دزفول، ایران، mr_assari@yahoo.com

امیر ابن عباس

دانشجو، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول، دزفول، ایران، amirebnabbas@gmail.com

چکیده

مبادله‌کن گرمایی یکی از بخش‌های مهم در سامانه شبیه ساز ارتفاع است. در این مطالعه شناسایی مبادله‌کن گرمایی هواخنک‌شو با هدف استفاده بهینه از دمای هوای محیط حائز اهمیت است، بنابراین پس از طراحی، شبیه سازی رفتار گرمایی مبادله‌کن گرمایی با استفاده از نرم افزار Ansys CFX انجام گرفته است. هدف نهایی شناسایی عملکرد این مبادله‌کن گرمایی برای شرایط خاص دمای بالا و فشار پایین این سیستم است که بوسیله نرم افزارهای طراحی Aspen و HTRI و تحلیل‌های نرم افزاری Ansys CFX بدست آمد. سنجش صحت طراحی صورت گرفته با دو روش انجام گرفت. ابتدا مدل محاسباتی مورد استفاده با استناد به نتایج آزمایشگاهی از هندسه‌ای مشابه تأیید گردید. سپس نتایج حاصل از دو نرم افزار طراحی، با روش دینامیک سیالات محاسباتی که در گام قبل اعتبارسنجی شده بود، مقایسه گردید. نتایج نشان داد طراحی صورت گرفته برای فشار حداقل ۵۰ میلی بار به‌خوبی تأمین کننده اختلاف دمای مورد نیاز برای گازهای داغ ۶۵۰ درجه است و بر اساس شرایط واقعی می‌تواند تبادل گرما لازم را تأمین کند. نتایج تحلیل‌های انجام شده، دمای خروجی سیال گرم از مبادله‌کن را ۵۰ درجه سلسیوس نشان داد. علاوه بر این میزان افت فشار سمت لوله پس از عبور از ۳ گذر در بحرانی‌ترین حالت کاری سیستم نزدیک به ۵٪ فشار ورودی مبادله‌کن به دست آمد.

واژه‌های کلیدی: شبیه ساز ارتفاع، مبادله‌کن گرمایی، دینامیک سیالات محاسباتی، HTRI، Aspen، ANSYS.

Thermal and fluid flow analysis for air-cooled heat exchanger in high altitude engine test facility

M. R. Assari

Faculty of Mechanical Engineering, Jondi Shapour University, Dezful, Iran

A. Ebn Abbas

Faculty of Mechanical Engineering, Jondi Shapour University, Dezful, Iran

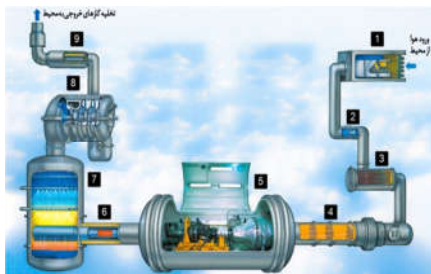
Abstract

The heat exchanger is one of the most important parts of the Altitude Engine Test Facility. In this regard, it is necessary to identify the Air-Cooled heat exchanger to optimally use the ambient temperature conditions. In this study, after designing, thermal heat exchanger simulation was performed. The ultimate goal is to identify the performance of this heat exchanger for the specific conditions of high temperature and low pressure of this system based on the sizes provided by the design software Aspen and HTRI and simulation results of ANSYS CFX. The design accuracy of this study was carried out in two ways. At first, the validity of the computational model was confirmed by reference to experimental results from a similar geometry. Then, the results of two designing software were compared with the computational fluid dynamics method which validated in the previous step. The results showed that the design was suitable and can provide the required heat transfer for the most critical current flow of high temperature gases in 650 °C and 50 mbar pressure which was based on actual conditions. The results of the study confirmed the temperature of 50 °C at the output of the designed heat exchanger. In addition, the pressure drop for hot gases on the pipe side after passing through 3 passes in critical operating condition was found to be close to 5% of inlet pressure.

Keywords: AETF, HTRI, Aspen, ANSYS, CFD, Air-Cooled Heat Exchanger.

۱- مقدمه

سامانه شبیه ساز ارتفاع یک ترکیب پیچیده از تجهیزات مختلفی می‌باشد که در ورودی و خروجی محفظه آزمایش موتور قرار دارد. این تجهیزات هریک وظیفه‌ای را در کنترل جریان بر عهده دارند تا شرایطی پایدار و یکنواخت در محیط آزمایش موتور فراهم شود. [۱] برای ارائه بهتر شیوه عملکرد این سامانه، اجزای مختلف آن بر اساس شماره گذاری شکل ۱ تشریح می‌گردد.



شکل ۱- نمایش ساده‌ای از تجهیزات سیستم شبیه ساز ارتفاع [۲]

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: mr_assari@yahoo.com

تاریخ دریافت: ۹۷/۰۵/۰۲

تاریخ پذیرش: ۹۹/۰۴/۰۹

- ۱- فیلتراسیون جریان ورودی^۱
- ۲- اندازه گیری کننده جریان^۲
- ۳- تنظیم کننده الکتریکی دمای هوای ورودی^۳
- ۴- تنظیم کننده جهت جریان ورودی^۴
- ۵- محفظه کم فشار آزمایش موتور^۵
- ۶- دیفیوزر گازهای احتراقی^۶
- ۷- سامانه خنک کاری^۷
- ۸- تجهیزات مکش گاز^۸
- ۹- کاهش دهنده نویز^۹

جریان با گذر از فیلتر ورودی و جذب ذرات معلق، وارد سیستم می‌شود. شرایط هوا به‌وسیله دبی‌سنج و دماسنج بررسی می‌شود و دمای آن در مقداری مشخصی ثابت می‌گردد. پیش از ورود هوا به محفظه کم‌فشار، آشفته‌گی‌های جریان در مرحله ۴ کنترل می‌شود. به علت فشار پایین محفظه آزمایش، گازهای حاصل از احتراق به‌صورت خود به خود خارج نمی‌شوند و نیاز به استفاده از پمپ‌های خلاء وجود دارد. بنابراین در مسیر خروج با عبور جریان از یک دیفیوزر، بخشی از سرعت به فشار تبدیل می‌شود. سپس گاز حاوی آلاینده‌ها در واحد خنک‌کاری به دمایی پایین‌تر می‌رسد. با کاهش دما، چگالی گاز افزایش یافته و فرآیند مکش با بازدهی بهتری صورت می‌گیرد. بخش مکش فشار گاز را بالا برده تا امکان تخلیه آن به محیط فراهم گردد.

مبادله‌کن‌های گرمایی گاز-گاز کاربرد زیادی در صنایع مختلف به‌منظور انتقال گرما بین دو گاز در بازه ۵۰۰ الی ۸۵۰ درجه سلسیوس را دارند. عموماً از آن‌ها در خروجی کوره‌ها برای کاهش اتلاف انرژی یا برای راه اندازی میکرو توربین‌های گازی^{۱۰} در واحدهای کوچک تولید توان استفاده می‌شود که با نام ریکوپراتور^{۱۱} شناخته می‌شوند. با توجه به کاربرد این نوع از مبادله‌کن‌ها، مطالعات زیادی نیز در این حوزه صورت گرفته است. هی‌یانگ‌دو و همکاران [۳] به‌صورت آزمایشگاهی رفتار گرمایی یک ریکوپراتور با پره‌های غیر هم‌خط^{۱۲} را از نظر مقدار افت فشار و خواص انتقال گرما مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد میزان افت فشار با افزایش دما در دبی جرمی ثابت، متناسب است و با افزایش حجم مخصوص سیال در هر دو طرف سطوح انتقال گرما، افت فشار افزایش می‌یابد. این موضوع در حالی است که افزایش دما تأثیر بر بازدهی مبادله‌کن گرمایی نداشت. برخی مطالعات دیگر در زمینه میکرو توربین‌ها نشان می‌دهد نصب ریکوپراتور ها برای بازیابی گرما از مسیر تخلیه گازهای حاصل از احتراق می‌تواند تا ۲۱٪ بازدهی کلی چرخه را افزایش دهد. [۴] بابو و همکاران [۵] معتقد بودند این مقدار تا ۳۰ درصد نیز می‌تواند افزایش یابد.

مطالعات زیادی باهدف شناسایی و پیش بینی بازدهی گرمایی و هیدرودینامیکی مبادله‌کن‌های هوا خنک‌شو صورت گرفته است. اساس تمامی شیوه‌های محاسباتی در طراحی مبادله‌کن‌ها بر حدس یک مقدار اولیه برای ضریب انتقال گرما کلی و تکرار حل به‌منظور کاهش مقدار خطا و یافتن مقدار دقیق این پارامتر است [۷،۶]. تراد و همکاران [۸] به‌صورت آزمایشگاهی مبادله‌کن گرمایی هوا خنک‌شو را مورد بررسی قرار دادند. این مبادله‌کن که به‌عنوان چگالنده مورد استفاده قرار می‌گرفت. یک رابطه را برای تعیین ضریب انتقال گرما سمت هوا^{۱۳}، ضریب کلی انتقال گرما^{۱۴} و بار گرمایی^{۱۵} معرفی کردند که بر اساس قضیه باکینگهام-پای^{۱۶} فرمول بندی شده بود. سنجش اعتبار شیوه ارائه شده و یافته‌های آن‌ها نشان داد بیشترین خطای این روش برای تعیین پارامترهای ذکر شده به ترتیب ۱۰، ۱۰ و ۱۳ درصد بوده و بدون محدودیت در تعداد ردیف لوله‌ها، قابلیت به‌کارگیری آن وجود دارد.

کدسن [۹] در مطالعه‌ای از طریق شبیه سازی^{۱۷} تأثیر پارامترهای مختلف بر بازدهی مبادله‌کن‌های گرمایی هوا خنک‌شو را مورد بررسی قرار داد. هدف از این پژوهش رسیدن به بازدهی مناسب در میعان اجزای موجود در جریان گازهای حاصل از احتراق بود. با افزایش سرعت جریان عبوری از روی دسته لوله‌ها از ۳ به ۱۰ متر بر ثانیه، بازدهی میعان از ۱۵ به ۳۵ درصد رسید. ونگ وایز و همکاران [۱۰] به‌صورت آزمایشگاهی مطالعه‌ای را باهدف شناسایی تأثیر گام پره و تعداد ردیف لوله‌ها روی بازدهی انتقال گرما در سمت عبور جریان هوا را انجام دادند. آن‌ها ضخامت‌های مختلف پره را نیز در نظر گرفتند. در این آزمایش ۱۰ حالت مختلف برای ۲ تا ۶ ردیف لوله و گام پره‌های بین ۱/۴۱ تا ۲/۵۴ میلی متر مورد بررسی قرار گرفت. نهایتاً نتایج نشان داد تغییر در گام پره‌ها تأثیر چندانی بر ضریب کولبرن^{۱۸} ندارد اما در حالی که رینولدز^{۱۹} جریان بیشتر از ۲۵۰۰ باشد، سبب افزایش ضریب اصطکاک می‌شود. همچنین تا زمانی که رینولدز جریان زیر ۴۰۰۰ باشد، افزایش تعداد ردیف لوله‌ها، سبب کاهش ضریب کولبرن و اصطکاک می‌شود. پارامترهایی مانند تراکم سطوح گسترش یافته نیز تأثیر مستقیمی بر بازدهی این نوع از مبادله‌کن‌ها دارد، ایکلس^{۲۰} و همکاران [۱۱] در یکی از قدیمی‌ترین مطالعات این حوزه با اشاره به این موضوع بیان کرد بالا رفتن بازدهی تا مقداری مشخص امکان‌پذیر می‌باشد. آن‌ها به کمک نرم افزار HTRI نتایج حاصل از تغییر پارامترهای هندسی مختلف را در خروجی طراحی مشاهده و بررسی می‌کردند. این نتایج نشان داد با نزدیک شدن سطوح گسترش یافته، عبور جریان هوا از میان آن‌ها به‌سختی انجام شده و نمودار بازدهی نزولی می‌شود. همچنین نتیجه قابل پیش‌بینی دیگر افزایش بازدهی انتقال گرما با افزایش تعداد ردیف لوله‌هاست. البته این پارامتر روی افزایش افت فشار جریان سمت لوله‌ها نیز تأثیر گذار است. در سال

¹³ Air-side heat transfer coefficient
¹⁴ Overall heat transfer coefficient
¹⁵ Heat Duty
¹⁶ Buckingham-Pi Theorem
¹⁷ Simulation
¹⁸ Colburn factor
¹⁹ Reynolds number
²⁰ Eckels

¹ Air Inlet Pre-Filter
² Air Flow Meter
³ Electronic Heater
⁴ Air Flow Straightener
⁵ Low Pressure Engine Test Chamber
⁶ Exhaust Gas Diffuser
⁷ Exhaust Gas Cooling System
⁸ Vacuum System
⁹ Exhaust Noise Suppressor
¹⁰ Micro Gas Turbine
¹¹ Recuperator
¹² Offset Strip fins

۲- مدل ریاضی

دینامیک سیالات محاسباتی شیوه حل عددی مسائل باهدف ارائه دقیق رفتار جریان در دامنه محاسباتی است. نرم افزار Ansys CFX برای شبیه سازی در این پروژه بکار گرفته شده است. در این نرم افزار معادله بقای مومنتوم، جرم و انرژی با استفاده از روش حجم محدود حل می‌شود. معیار همگرایی در نظر گرفته شده در این تحلیل برای معادلات جرم، مومنتوم و انرژی^۵ است. بازه عدد رینولدز در دامنه حل همواره بالاتر از 4×10^3 است و رژیم جریان کاملاً آشفتگی می‌باشد. در این تحلیل برای بررسی رفتار جریان آشفتگی از مدل آشفتگی k-ε استاندارد استفاده شده است. در این مدل k و ε به ترتیب انرژی جنبشی آشفتگی و نرخ اضمحلال آشفتگی می‌باشند [۱۴]. این مدل قابلیت انطباق خوبی با شرایط فیزیکی این مسئله دارد چراکه به خوبی رفتار سیال را در نزدیکی دیواره‌ها پیش بینی می‌کند و برای دامنه‌هایی با خطوط جریان^۵ پیچیده نیز مناسب است [۱۵]. آشفتگی شامل نوسانات میدان جریان در فضا و زمان است و به دلیل سه بعدی بودن ناپایداری‌های جریان و بسیاری دیگر از فاکتورهای تأثیرگذار، یک فرایند پیچیده محسوب می‌شود. بنابراین انتخاب مدلی مناسب برای پیش بینی رفتار جریان آشفتگی می‌تواند تأثیر زیادی روی خروجی‌ها نرم افزار داشته باشد. معادله بقا در مختصات دکارتی به شکل زیر بیان می‌شود [۱۵]:

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

مومنتوم در راستای x:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

مومنتوم در راستای y:

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

مومنتوم در راستای z:

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

معادله انرژی:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \left(\frac{k}{\rho c_p} \right) \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

معادله انرژی جنبشی آشفتگی در جریان یکنواخت به صورت زیر نوشته می‌شود:

۲۰۰۵ کیب^۱ و همکاران [۱۲] در پژوهش مشابهی ۲۲ مبادله‌کن گرمایی صفحه تخت هوا خنک‌شو را با در نظر گرفتن تأثیر پارمترهایی مانند راستای لوله‌ها^۲، گام پره و تعداد ردیف لوله‌ها را به صورت آزمایشگاهی مورد بررسی قرار دادند. نتایج بررسی‌هایشان نشان می‌داد با کاهش گام پرها و افزایش ردیف لوله‌ها، ضریب انتقال گرما در سمت عبور هوا کاهش می‌یابد. میزان کاهش این ضریب برای مبادله‌کن گرمایی شامل چهار ردیف لوله نزدیک به ۱۰ درصد شناسایی شد زمانی که گام پرها از ۱۵ به ۷٫۵ کاهش پیدا کرد، در حالی که بازه رینولدز بین ۵۰۰ تا ۹۰۰ بود. قرار گیری غیر هم خط لوله‌ها نسبت به حالت هم خط^۳ تا ۱۰ درصد ضریب انتقال گرما را بهبود داد. در چنین حالتی با افزایش تعداد ردیف لوله‌ها به میزان بیشتر از ۴، تغییرات ضریب انتقال گرما متأثر از تعداد ردیف لوله‌ها نخواهد بود. به صورت مشابه نیز این نتایج را می‌توان در پژوهش وانگ و همکاران [۱۳] مشاهده نمود. آنها به صورت آزمایشگاهی و برای ابعاد بزرگ‌تری از قطر لوله تا ۱۶/۶ میلی متر در ۱۶ ردیف این پژوهش را برای پره‌های صفحه‌ای موج دار^۴ انجام دادند.

۱-۱- طرح مسئله

امکان‌سنجی به‌کارگیری مبادله‌کن‌های هوا خنک‌شو از این جهت حائز اهمیت است که باوجود هزینه اولیه بیشتر نسبت به مبادله‌کن‌های پوسته-لوله، هزینه نگهداری کمتری دارند. با حذف آب از سیستم انتقال گرما، مبادله‌کن گرمایی با مشکلاتی نظیر رسوب و خوردگی کمتر مواجه می‌شود. علاوه بر این از هوای محیط به‌عنوان سیالی همیشه در دسترس برای تأمین اختلاف دمای مورد نیاز بهره می‌برند.

در این پژوهش ابتدا مبادله‌کن گرمایی هوا خنک‌شو بر اساس پارامترهای مورد نیاز و شرایط مرزی پروژه طراحی می‌گردد. فرض می‌شود سیستم فیلتراسیون پیش از ورود جریان گازهای حاصل از احتراق به مبادله‌کن گرمایی، آلاینده‌ها را جدا سازی کرده باشد. جهت سنجش صحت عملکرد و بازدهی مناسب آن، علاوه بر نتایج نرم افزارهای طراحی، شبیه سازی هندسه نهایی با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی و مدل محاسباتی اعتبار سنجی شده، ارائه می‌شود. نهایتاً نتایج نرم افزارهای طراحی و خروجی‌های نرم افزار شبیه سازی با یکدیگر مقایسه می‌شوند و بررسی نتایج ارائه می‌گردد. پارمترهایی که در این پژوهش به آنها توجه شده شامل دمای خروجی مبادله‌کن گرمایی، سرعت جریان سیال، توزیع فشار برای سیال درون لوله‌ها و افت فشار آن می‌باشد.

از برتری‌های این مطالعه نسبت به پژوهش‌های پیشین می‌توان به بررسی صحت عملکرد این مبادله‌کن برای شرایط مرزی سیستم با بهره گیری از ۳ نرم افزار و مقایسه نتایج اشاره کرد. از دیگر تفاوت‌های این مطالعه می‌توان به شرایط مرزی فشار پایین و محدوده خلاء تا ۵۰ میلی بار مطلق نیز اشاره نمود. همچنین با توجه به به‌کارگیری این مبادله‌کن در سامانه شبیه سار ارتفاع، کاربرد خاص آن نیز یکی دیگر از وجوه تمایز آن محسوب می‌شود.

¹ Yonghan Kim

² Tube Alignment

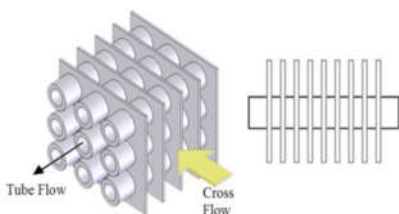
³ inline tube alignment

⁴ wavy fin-and-tube heat exchangers

⁵ Streamline

شناسایی می‌شود و اساس طراحی و شبیه سازی قرار می‌گیرد. آلیاژ فولاد زنگ نزن ۱/۴۴۰۴ به‌عنوان گزینه‌ای مناسب برای اطمینان از کارکرد مناسب در دمای ۶۵۰ درجه انتخاب شد. این آلیاژ دارای درصد کربن ناچیز، ۱۸/۵٪ کرم، ۱۳٪ نیکل و ۲/۵٪ مولیبدن است. این ماده در شبیه سازی مبادله‌کن در بانک اطلاعاتی نرم افزار تعریف گردید.

نوع مبادله‌کن هوا خنک‌شوی انتخاب شده لوله پره دار با پره‌های ورقه‌ای است. این نوع مبادله‌کن با الگوی جریان متقاطع در نظر گرفته شده است که سیال خنک کننده آن هوای محیط است و به‌وسیله فن‌های دمنده از میان دسته لوله‌ها و سطوح گسترش یافته عبور می‌کند. (شکل ۲)



شکل ۲- نوع مبادله‌کن و الگوی عبور جریان [۱۷]

اطلاعات ورودی به نرم افزارهای طراحی مبادله‌کن بر اساس بحرانی‌ترین شرایط کاری سیستم بود. خلاصه مقادیر این پارامترها در جدول ۲ ارائه شده است. ۳ سطر آخر این جدول، پارامترهایی تعریف شده که جز قیود طراحی هستند. نتایج خروجی از نرم افزار طراحی ابعاد و اندازه‌ها و نقشه‌ها مبادله‌کن را ارائه می‌کند. در مرحله شبیه سازی با کمک نرم افزارهای مدل‌سازی سه بعدی و بر اساس ابعاد بدست آمده، طراحی سه بعدی می‌شود.

جدول ۲- شرایط ورودی به نرم افزارهای طراحی

مقادیر	پارامترهای طراحی مبادله‌کن
۰/۲۵	دبی جرمی سیال گرم (kg/s)
۵۰	فشار ورودی سیال گرم (mbar)
۶۵۰	دمای ورودی سیال گرم (°C)
۵۰	دمای خروجی سیال گرم (°C)
۶	دبی جرمی سیال خنک کننده (هوا) (kg/s)
۲۰	دما سیال خنک کننده (هوا) (°C)
لوله پره دار	نوع سطوح گسترش یافته
۲	طول لوله‌ها (m)
دمنده	الگوی فن‌ها

$$\frac{\partial(\rho u k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v k)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w k)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) + \mu_t \varphi - \rho \varepsilon \quad (6)$$

در روابط بالا μ_t لزجت آشفتگی است. در مدل $k-\varepsilon$ فرض بر آن است که لزجت آشفتگی با انرژی جنبشی آشفتگی و اتلاف از طریق معادله زیر مرتبط می‌شود.

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

که در رابطه بالا c_μ به‌عنوان یک ثابت تعریف می‌شود که در ادامه به آن اشاره شده است. علاوه بر این از بین رفتن انرژی جنبشی با معادله زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \varepsilon)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + C_{1\varepsilon} \mu_t \frac{\varepsilon}{k} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (8)$$

ثابت‌های معرفی شده در مدل آشفتگی یعنی $C_{1\varepsilon}$ ، $C_{2\varepsilon}$ ، C_μ و σ_k و σ_ε در نرم افزار دارای مقادیر پیش فرض ۰/۰۹، ۱/۴۴، ۰/۱۹۲، ۱ و ۱/۳ هستند که در این پروژه از این مقادیر پیش فرض استفاده شده است و دقت مرتبه دوم در تمامی حل معادلات اعمال گردید و به‌منظور کوپل کردن معادلات فشار و سرعت از الگوریتم SIMPLE استفاده شده است. [۱۶، ۱۵]

۳- حل مسئله

ابتدا بر اساس شرایط جریان سیال سرد و گرم و با استفاده از دو نرم افزار طراحی و رتبه‌بندی، ابعاد مبادله‌کن مورد نیاز شناسایی می‌گردد. سپس با بهره بردن از روش دینامیک سیالات محاسباتی، عملکرد مناسب آن مورد بررسی قرار می‌گیرد.

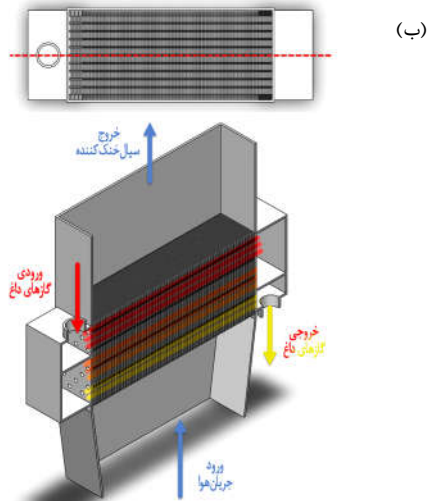
۳-۱- شرایط ورودی برای نرم‌افزارهای طراحی

گازهای احتراقی که دارای دمای بالا و فشار پایین هستند به سمت لوله‌های مبادله‌کن گرمایی هدایت می‌شوند. شرایط جریان در حالت‌های مختلف کاری سیستم برای بازه فشار بین ۵۰ تا ۱۰۰۰ میلی بار مطلق در جدول ۱ آورده شده است. برای تمامی حالات جریان دبی جرمی ۰/۲۵ کیلوگرم بر ثانیه و دما ورودی ۶۵۰ درجه سلسیوس است.

جدول ۱- شرایط جریان در ورودی مبادله‌کن به ازای فشارهای مختلف

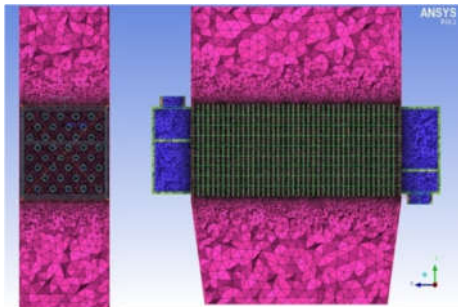
حالت جریان	۱	۲	۳	۴	۵	۶	۷	۸
فشار (mbar)	۵۰	۸۰	۱۲۰	۱۹۰	۳۰۰	۴۸۰	۷۰۰	۱۰۰۰

گاز در شرایط فشار ۵۰ میلی بار به دلیل دارا بودن کمترین چگالی برابر با ۰/۱۸۸۷ کیلوگرم به ازای هر مترمکعب، بیشتری دبی حجمی را در دبی جرمی ثابت دارد. بنابراین به‌عنوان حالت بحرانی سیستم



شکل ۳- هندسه مبادله‌کن گرمایی

(الف) نقشه و ابعاد مبادله‌کن (ب) مدل سازی در Solidworks



شکل ۴- نمایشی برش خورده از شبکه بندی هندسه مبادله‌کن

شکل ۵، ارائه کننده نمودار استقلال شبکه است. در این نمودار یکی از متغیرهای اصلی مسئله یعنی دمای خروجی گازهای داغ از مبادله‌کن گرمایی به‌عنوان یک پارامتر مهم در نظر گرفته شده و معیار بهینه‌سازی شبکه انتخاب شده است. در صورتی که ابعاد المان‌ها به میزان لازم برای ثبت تبادل گرمایی بین لوله‌های حاوی گازهای داغ و جریان آزاد هوای خنک کننده کوچک نباشند، محاسبات انتقال گرما با دقت مناسبی صورت نمی‌گیرد و دمای گازهای خروجی با خطایی زیاد به دست می‌آیند. این پارامتر روی سطوح گسترش یافته نیز تأثیرگذار است. این نوسان شدید را می‌توان از تغییر تعداد المان از ۶ به ۱۲ میلیون، به‌وضوح مشاهده کرد. این نمودار اثبات می‌کند که برای تعداد المان‌های نزدیک به ۱۹ میلیون، تغییرات دمای خروجی با دقت مناسبی ثابت شده و نزدیک به مقادیر ارائه شده در خروجی نرم افزارهای طراحی و مورد نیاز واحد صنعتی است. علاوه بر این بدست آمدن دمای خروجی گازها در آخرین گذر از مبادله‌کن گرمایی نزدیک به ۵۰ درجه بدست آمد. این مقدار دقیقاً منطبق بر دمای گزارش شده از واحد صنعتی مربوطه در خروجی مبادله‌کن گرمایی پیشین است که به منظور کنترل دما مورد استفاده قرار گرفته بود. در ادامه اعتبار سنجی مدل محاسباتی و پارامتر فشار نیز به صورت کامل ارائه شده است.

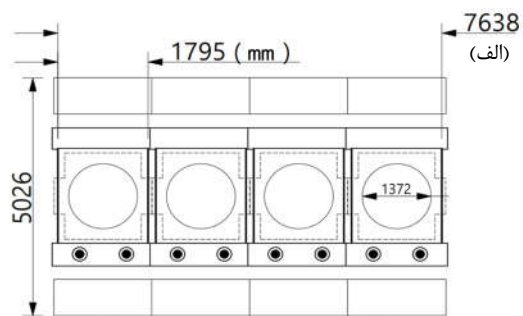
نرم افزارهای طراحی مبادله‌کن بر اساس روابط ترمودینامیکی اقدام به محاسبه دما در ورودی و خروجی‌های مبادله‌کن و تخمین میزان گرما مبادله شده و به دنبال آن تعیین سطح مورد نیاز انتقال گرما می‌نماید. بدین معنی که توانایی ارائه تغییرات در نقاط مختلف دامنه حل و نمایش رفتار سیال را ندارند چرا که در تحلیل‌های آن‌ها پدیده انتقال^۱ در نظر گرفته نمی‌شود و معادلات انتقال جرم^۲، انرژی^۳ و مومنتوم^۴ در دامنه حل محاسبه نمی‌شود. کیفیت و دقت نتایج حاصل از تحلیل‌های دینامیک سیالات محاسباتی در حوزه مبادله‌کن‌های گرمایی قابل قبول بوده و که یک ابزار مناسب برای پیش بینی رفتار و عملکرد انواع مبادله‌کن‌های گرمایی است. [۱۸]

۳-۲- تولید هندسه و شبکه بندی

پس از تکرار فرآیند طراحی و یافتن مبادله‌کن بهینه با توجه به پارامترهای مورد نیاز این پروژه، بر اساس نقشه‌های ارائه شده در خروجی نرم افزارهای Aspen و HTRI، طراحی مدل سه بعدی مبادله‌کن گرمایی در نرم افزار Solidworks صورت گرفته است. با توجه به ابعاد بسیار بزرگ هندسه و بر اساس تقارن موجود، بخشی از آن طراحی سه بعدی می‌شود. (شکل ۳)

سپس مطابق شکل ۴، هندسه به نرم افزار ICEM CFD جهت شبکه بندی، تعریف دامنه‌های حل و تعیین مرزهای ورودی و خروجی منتقل می‌شود. با هدف رسیدن به نتایج بهتر، یک بخش مترامک مش پیرامون لوله‌ها و سطوح انتقال گرما ایجاد گردید که تا ۲۰ برابر المان‌های کوچک‌تری را تولید می‌کند. استفاده از المان‌های چهار وجهی^۵ که مقطع مثلثی دارند برای هندسه‌های دارای پیچیدگی گزینه‌ای مناسب هستند. شکل مثلثی آن‌ها باعث می‌شود بتوانند در پیچیدگی‌های شکل‌های سه بعدی به خوبی قرار بگیرند که منجر به خطای کمتر در پاسخ‌های شبیه سازی می‌شود [۱۹].

این هندسه به ۴ بخش مجزا شامل گازهای داغ احتراقی، سیال خنک کننده (هوا)، دسته لوله‌ها و قاب محدود کننده مسیر عبور جریان هوای خنک کننده است. این تقسیم بندی باهدف مدیریت بهتر شبکه بندی و رسیدن به شبکه‌ای با کیفیت بالاتر بود.



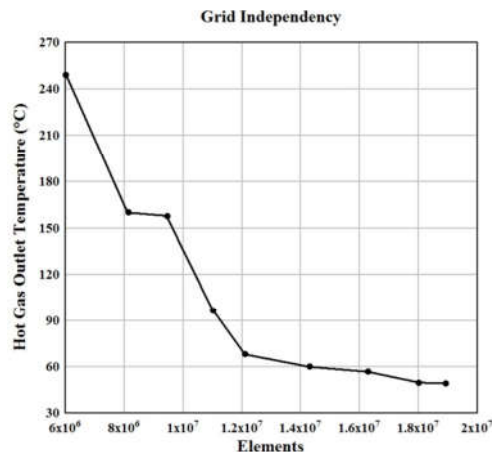
¹ Transport phenomena

² Mass Transfer

³ Energy Transfer

⁴ Momentum transfer

⁵ Tetrahedron



شکل ۵- نمودار استقلال شبکه

۳-۳- شرایط مرزی شبیه‌سازی

در ورودی گازهای داغ دبی جرمی جریان و دمای آن به‌عنوان شرط مرزی ورودی و در خروجی، فشار جریان با در نظر گرفت افت فشار به دست آمده از نرم افزارهای طراحی اعمال گردید. ورودی و خروجی جریان سیال خنک کننده با فشار محیط در نظر گرفته شده است و بر اساس تعداد فن‌های قرار داده شده، دبی جریان در بخش ورودی اعمال شده است. در خروجی بخش سیال خنک کننده تخلیه به جو بدون فشار بازگشتی مقاوم اعمال شد. اتصال بین دسته لوله‌ها و سطوح گسترش یافته با قاب پیرامون لوله‌ها برای ایجاد شرایط انتقال گرما هدایتی بین تمامی بخش‌های فلزی برقرار شده است و سطوح تماس آن‌ها متصل به یکدیگر در نظر گرفته شد. از اثرات تابش برای سطوح نازل ورودی جریان و قاب پیرامون لوله‌ها صرف نظر شده است. علاوه بر این برای تمامی سطوح قابلیت انتقال گرما جا به‌جایی با جریان آزاد هوا در محیط پیرامون در نظر گرفته شده است.

۳-۴- اعتبار سنجی

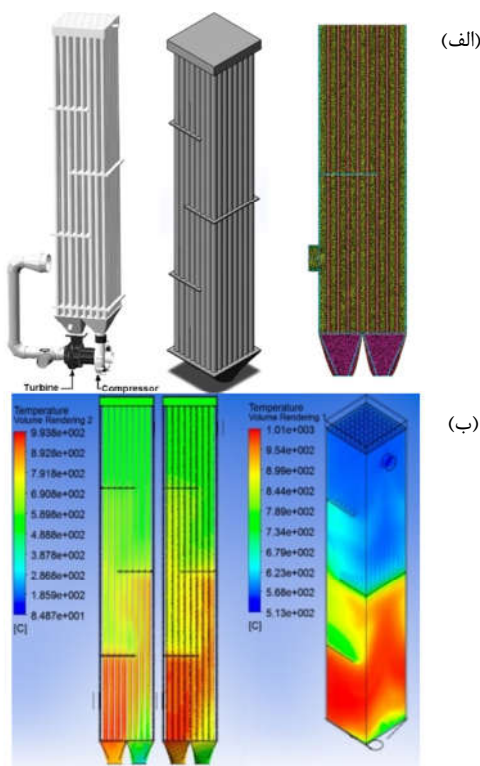
لازم است از دقت و پاسخ‌های مناسب مدل آشفتگی k-ε برای مسائل مربوط به مبادله‌کن‌های گرمایی در بازه دمای بالا اطمینان حاصل شود. به‌منظور سنجش اعتبار مدل محاسباتی، پژوهش آزمایشگاهی العتاب و همکاران [۲۰] در سال ۲۰۱۰ مورد بررسی قرار می‌گیرد که تشابه خوبی با شرایط فیزیکی و بازه‌های دمایی پژوهش حاضر دارد. آن‌ها از یک مبادله‌کن گرمایی با ۲ گذر باهدف انتقال گرما بین جریان گازهای داغ حاصل از احتراق سوخت‌های زیست توده^۱ با هوا به‌عنوان سیال عامل فرآیند استفاده کردند. این مبادله‌کن گرمایی شامل ۲ گذر است که هوای تمیز درون لوله‌ها و گازهای داغ احتراقی در پیرامون آن‌ها قرار دارد. دمای گازهای احتراقی نزدیک به ۱۰۰۰ درجه سلسیوس است که در تماس با سطوح انتقال گرما، دمای جریان هوا را تا ۶۹۴ درجه سلسیوس در ورودی توربین، بالا می‌برد. با استفاده از مدل محاسباتی این پروژه، پژوهش آزمایشگاهی فوق مورد بررسی قرار می‌گیرد و نتایج حل عددی با نمودارها و نتایج آزمایشگاهی برای

¹ Biomass

دو پارامتر اصلی افت فشار و توزیع گرمایی، ارائه می‌گردد.

مسیر کلی شیوه دینامیک سیالات محاسباتی که برای تحلیل این پروژه بکار رفته است، برای این هندسه به‌صورت گام به گام تا مقایسه دقیق نتایج، اجرا می‌گردد. طراحی در نرم افزار مدل سازی Solidworks، تولید شبکه و تعیین مرزها در نرم افزار مش بندی ICEM CFD انجام می‌گردد (شکل ۷ الف و ب).

سپس اعمال شرایط مرزی و تحلیل در نرم افزار محاسباتی Ansys CFX انجام می‌گیرد. همان‌طور که در نمودار شکل ۷ قابل مشاهده است، اختلافی کم بین نتایج حاصل از شبیه سازی و نتایج آزمایشگاهی مشاهده می‌شود که برخی ساده سازی در مدل سازی منجر به این اختلاف گردیده است. تصویر ارائه شده از شبکه بندی دامنه حل و کانتورهای توزیع دما برای سیال دو طرف مبادله‌کن گرمایی و لوله‌های فلزی، تأییدی بر کیفیت پیاده سازی این آزمایش است.



شکل ۶- اعتبارسنجی مدل محاسباتی

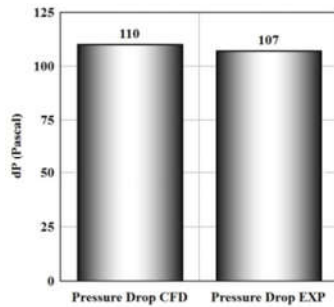
(الف) مدل سازی هندسه و تولید شبکه محاسباتی

(ب) کانتورهای توزیع گرما برای هوای درون لوله، گازهای احتراقی و دمای سطوح فلزی لوله‌ها

علاوه بر این کانتورها و تصاویر سه بعدی توزیع گرمایی، نمودار تغییرات دما در ۲ گذر هوا در سمت لوله و تغییرات دمای گازهای احتراقی از نقطه ورودی تا محل تخلیه به جو برای مقایسه بهتر ارائه گردید.

الگوی عبور جریان می‌باشد.

یکی دیگر از پارامترهای بسیار مهم در مطالعات حوزه مبادله‌کن‌های گرمایی، مقدار افت فشار به‌ویژه برای سیال اصلی است. بدین منظور مقادیر این پارامتر نیز در مدل سازی این آزمایش بررسی گردید. نمودار شکل ۸ اختلافی ناچیز و نزدیک به ۳ درصد بین مقدار ثبت شده در بررسی آزمایشگاهی [۲۰] با نمونه شبیه سازی شده توسط روش دینامیک سیالات محاسباتی را نشان می‌دهد. بنابراین روش حل انتخاب شده توانایی شناسایی پارامتر فشار را نیز به‌خوبی دارا می‌باشد.



شکل ۸- افت فشار سمت لوله برای اعتبار سنجی مدل محاسباتی

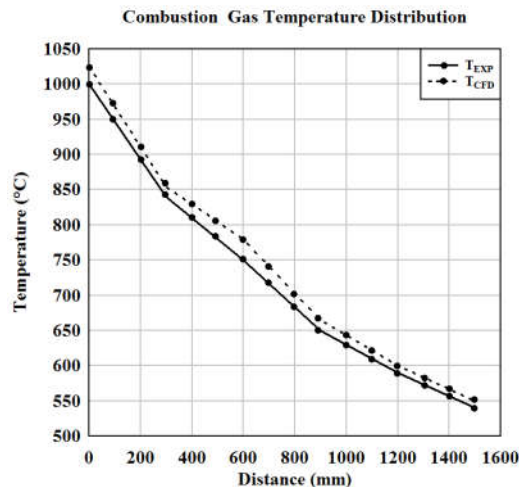
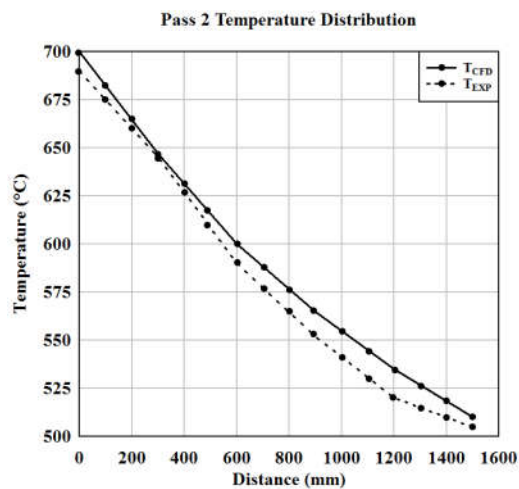
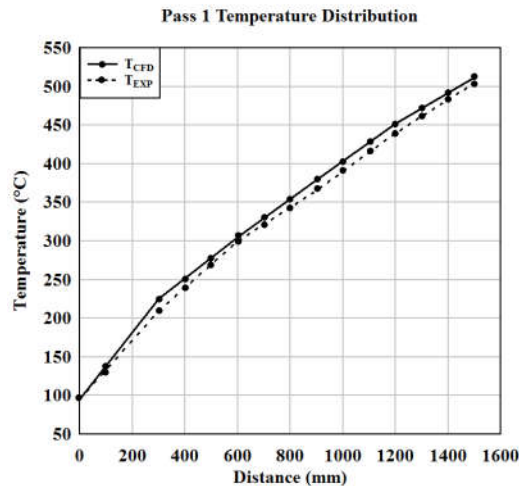
۴- نتایج و مقایسه خروجی‌های نرم افزارها

پارامترهایی مانند افت فشار، توزیع دما روی بدنه مبادله‌کن، سرعت عبور جریان، خطوط جریان و توزیع دمای گازهای داغ و سیال خنک کننده از اهداف اصلی این پروژه هستند که اثبات کننده صحت طراحی و عملکرد مناسب مبادله‌کن گرمایی می‌باشند. در این قسمت خروجی‌های نرم افزار و تحلیل نمودارها ارائه می‌شود. شکل ۹ (الف) توزیع گرمایی را برای جریان سیال دو طرف مبادله‌کن نشان می‌دهد.

افت فشار یکی از پارامترهای مهم در طراحی سیستم‌هایی تحت شرایط فشار خلاء است. چرا که اندکی افت فشار می‌تواند تأثیر زیادی روی تغییرات دبی حجمی جریان داشته باشد که منجر به تغییرات شدید سرعت و بالا رفتن ظرفیت پمپ‌های خلاء مورد نیاز می‌گردد. اهمیت میزان افت فشار جریان به دلیل تأثیر آن روی تجهیزاتی است که در ادامه این سیستم نصب می‌شوند. پمپ‌های خلاء دارای محدودیت‌هایی در بازه فشار کاری هستند، بنابراین در صورتی که افت فشار زیاد باشد باید از چند مرحله پمپ‌های مختلف به‌منظور رساندن فشار خروجی مبادله‌کن به فشار اتمسفر استفاده کرد. به عبارتی در سیستم‌هایی که دارای تجهیزات سری هستند، شرایط ورودی هر مرحله بر اساس شرایط خروجی مرحله قبل تعیین می‌شود. بنابراین علاوه بر صحت عملکرد مبادله‌کن گرمایی، تحلیل صورت گرفته منجر به دستیابی به شرایط دقیق جریان در ورودی گام بعدی سیستم می‌گردد.

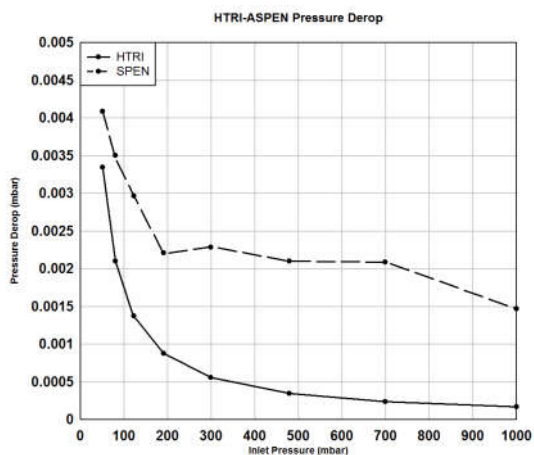
شکل ۹ (ب) توزیع فشار را روی ۳ گذر در مبادله‌کن گرمایی نشان

می‌دهد.



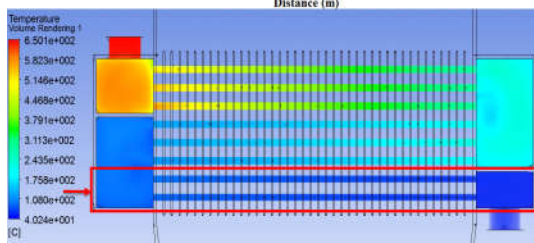
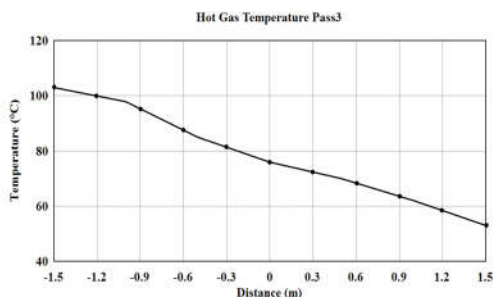
شکل ۷- نتایج آزمایشگاهی و شبیه سازی برای هوای در دو گذر سمت لوله و جریان گازهای احتراقی در سمت پوسته

بنابراین بر اساس نتایج، مدل آشفتگی k-ε به‌خوبی انتقال گرما بین دو گاز را نشان می‌دهد و مدل محاسباتی استفاده شده در این پروژه گزینه‌ای مناسب و قابل اطمینان برای شناسایی رفتار گرمایی و نمایش



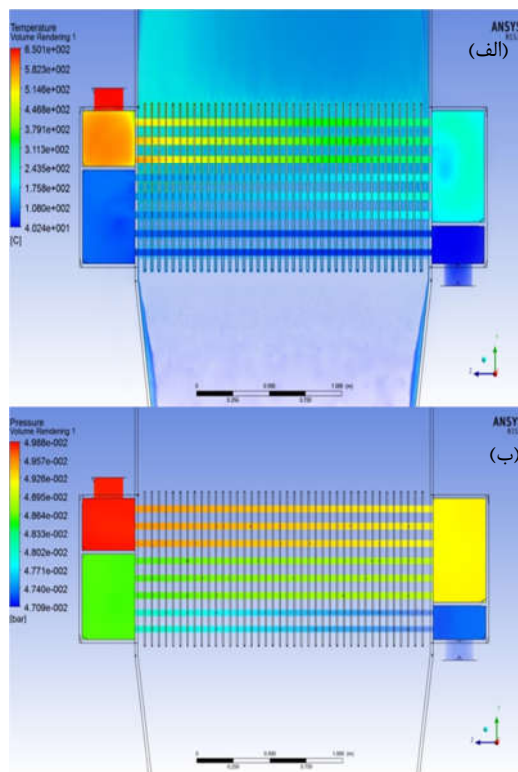
شکل ۱۰- افت فشار سمت لوله در طراحی با دو نرم افزار Aspen و HTRI

بر اساس نمودار میعان سیالات پر کاربرد صنعتی در محدوده فشار خلاء، در فشار ۵۰ میلی بار مطلق، با نزدیک شدن دما به ۳۰ درجه سلسیوس، احتمال وقوع میعان برای گازهای احتراقی وجود دارد [۲۱]. بنابراین لزوم حفظ شرایط جریان در فاصله‌ای امن و جلوگیری از وقوع میعان حائز اهمیت است. اگرچه بخش زیادی از آلاینده‌های گازهای احتراقی توسط فیلترهای مراحل قبل جذب می‌شود، اما تشکیل رطوبت می‌تواند منجر به شکل گیری برخی اسیدهای خورنده در لوله‌ها شود. نمودار شکل ۱۱ تغییرات دما را در آخرین گذر مبادله‌کن نمایش می‌دهد. دمای خروجی نزدیک به ۵۰ درجه سلسیوس، فاصله امنی را نقطه شروع میعان یعنی ۳۰ درجه دارد. بنابراین سیستم می‌تواند در شرایطی مناسبی کار کند.



شکل ۱۱- تغییرات دمای جریان در آخرین گذر مبادله‌کن

سه نمودار شکل ۱۲ به ترتیب تغییرات فشار در هر گذر از مبادله‌کن گرمایی را نشان می‌دهند. این نمودارها با استفاده از سه نرم‌افزاری که در این پروژه بکار گرفته شده و در شرایط فشار ورودی ۵۰ میلی‌بار ترسیم شده‌اند. نتایج نرم افزارهای طراحی و تحلیلی

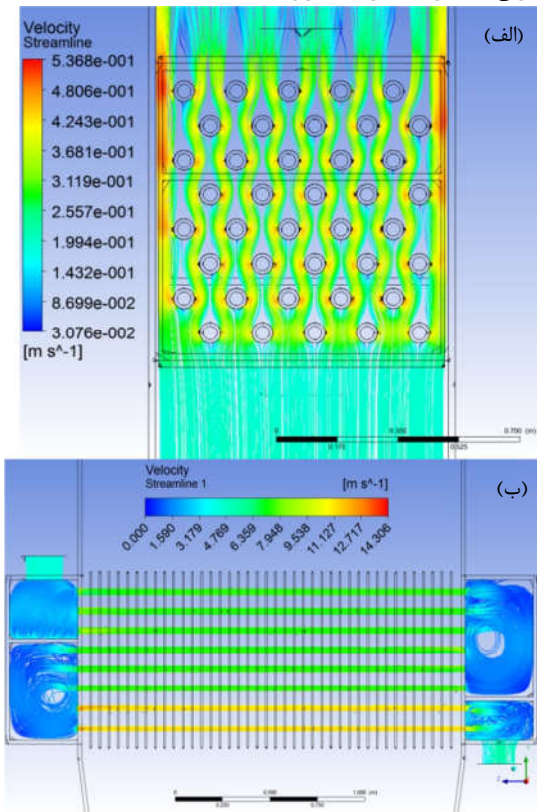


شکل ۹- توزیع دما و فشار
(الف) تغییرات دمای جریان گازهای داغ و سیال خنک کننده
(ب) توزیع فشار در ۳ گذر جریان گاز از درون لوله‌ها

همان‌طور که در شکل ۹(الف) قابل مشاهده است، بدنه مبادله‌کن در بخش ورودی با جریان گازها داغ ۶۵۰ درجه مواجه است. درحالی‌که در همسایگی این بخش بدنه مبادله‌کن دمای بسیار کمتری را تجربه می‌کند. این شدت از اختلاف دما در فاصله‌ای بسیار کم می‌تواند سبب ایجاد گرادیان‌های شدید دمایی و بروز مشکلاتی نظیر ترک شود. شکل ۹(ب) نیز که توزیع فشار را نشان می‌دهد، بیانگر افت فشار نزدیک به ۳ میلی بار می‌باشد. این مقدار بسیار نزدیک به مقادیر به دست آمده از نرم افزارهای طراحی است.

مقایسه افت فشار سمت لوله با تغییر در فشار ورودی بین ۵۰ تا ۱۰۰۰ میلی بار در شکل ۱۰ نشان داده شده است. بیشینه مقدار محاسبه شده با نرم افزار Aspen برای بحرانی‌ترین شرایط جریان در فشار ورودی ۵۰ میلی بار، نزدیک به ۴ میلی بار و برای نرم افزار HTRI نزدیک به ۳/۲ میلی بار است.

افزایش بیش از حد سرعت جریان در مقاطع مختلف دامنه حل به‌ویژه در سمت گازهای درون لوله‌ها می‌تواند منجر به وقوع خوردگی شود. این موضوع تا حدی در ورودی گذر سوم مبادله‌کن مشاهده می‌شود. بررسی دقیق‌تر مقادیر سرعت به دست آمده در شکل ۱۳ (ب) تأیید می‌کند که بیشترین سرعت جریان، بسیار کمتر از مقدار مجاز معرفی شده در استانداردهای مربوطه (API RP14E) است [۲۲].

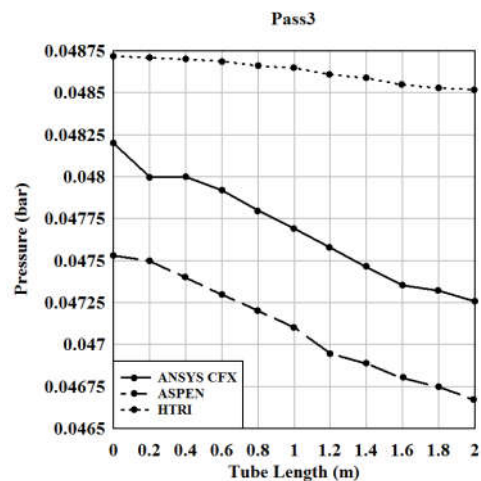
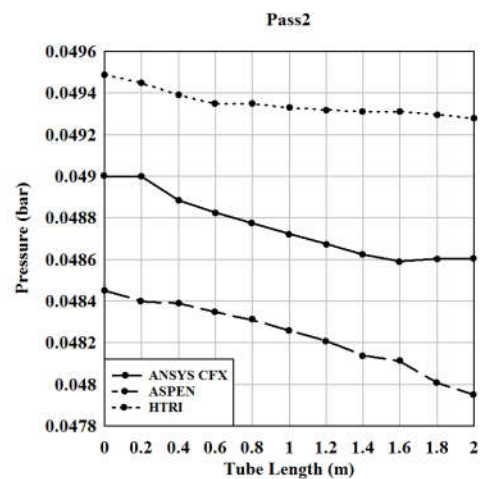
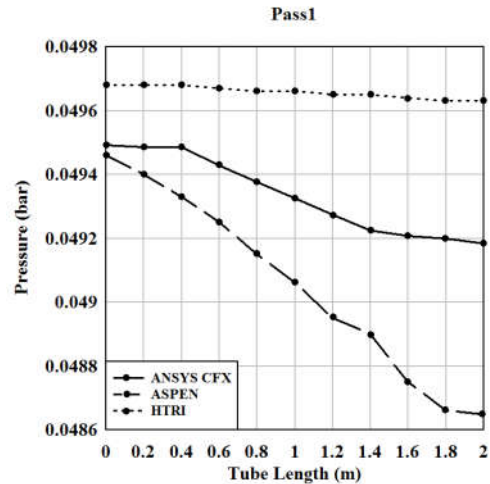


شکل ۱۳- خطوط جریان و نمایش سرعت
 (الف) جریان سیال خنک‌کننده از نمای جانبی
 (ب) جریان گازهای داغ درون لوله‌ها از نمای مقابل

۵- نتیجه‌گیری

در این مطالعه بررسی کاملی روی رفتار گرمایی-سیالاتی مبادله‌کن گرمایی هوا خنک‌شو با هدف کاهش دمای گازهای خروجی از محفظه کم‌فشار شبیه‌ساز ارتفاع انجام گرفت. هدف از این پژوهش بررسی امکان استفاده از شرایط هوای محیط به‌عنوان سیال خنک‌کننده و همیشه در دسترس برای دستیابی به تبادل گرمایی مورد نیاز بود. همچنین اطمینان از صحت عملکرد آن در شرایط مرزی این پروژه با کمک دو نرم‌افزار طراحی-رتبه‌بندی و یک نرم‌افزار شبیه‌سازی ارزیابی گردید. پارامترهای اساسی مطالعه شده شامل توزیع دما، تغییرات فشار و سرعت جریان بود. بررسی نتایج و خروجی‌های نرم‌افزارها نشان داد برای فشار بحرانی ۵۰ میلی بار که گازهای داغ دارای دبی نزدیک به ۴۸۰۰۰ مترمکعب بر ساعت هستند، افت فشار ۵ درصد نسبت به فشار ورودی و دمای خروجی ۵۰ درجه سلسیوس است. این نتایج عملکرد صحیح مبادله‌کن را تأیید می‌کند. علاوه بر این به دلیل حساسیت پمپ‌های خلاء به وجود رطوبت، خشک بودن گازی که از مبادله‌کن

نزدیک به یکدیگر بوده و در بیشترین مقدار، نزدیک به ۱ میلی بار با یکدیگر اختلاف دارند. این اختلاف می‌تواند ناشی تفاوت در منطق محاسباتی دو گروه نرم افزارهای طراحی و رتبه بندی با نرم‌افزارهای تحلیلی باشد.



شکل ۱۲- نتایج ۳ نرم افزار برای محاسبه افت فشار در ۳ گذر مبادله‌کن گرمایی

خارج می‌شود و به سمت یخش خلاء ارسال می‌شود حائز اهمیت بود. به همین دلیل تغییرات دما در گذر نهایی مبادله‌کن با دقت بیشتری بررسی گردید تا قرار داشتن شرایط جریان را در محدوده امن کارکرد و عدم وقوع میعان را بر اساس رفتار سیال در این فشار تأیید کند.

۶- نمادها

عدد رینولدز	Re
سطح انتقال گرما	A
ضریب انتقال گرما کلی (W/m^2K)	U
ضریب هدایت گرمایی (W/mK)	k
ظرفیت گرمایی سیال ($J/kg.K$)	C_p
حجم (m^3)	V
فشار ($mbar$)	P
دما ($^{\circ}C$)	T
دبی جرمی (kg/s)	\dot{m}
سرعت (m/s)	v, u, w
چگالی (kg/m^3)	ρ
انرژی جنبشی آشفتنگی (m^2/s^2)	k
نرخ از بین رفتن آشفتنگی (m^3/s^3)	ε
لزجت دینامیکی ($kg/m.s$)	μ
لزجت سینماتیکی (m^2/s)	ν

۷- مراجع

- [9] Kessen, M.J., *Optimal Design of an Air-Cooled Condenser for Flue Gas from a Power Plant*, PhD. Thesis, Lehigh University, 2012.
- [10] Wongwises S. and Chokeman Y., Effect of fin pitch and number of tube rows on the air side performance of herringbone wavy fin and tube heat exchangers, *Energy Conversion and Management*, Vol. 46, pp. 2216-2231, 2004
- [11] Eckels P. W. and Rabas T., Heat Transfer and Pressure Drop of Typical Air Cooler Finned Tubes, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 198-204, 1985.
- [12] Kim Y., Kim Y., Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, pp. 851-858, 2005.
- [13] Wang C. C., Liaw J. S. and Yang B. C., Airside performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers – data with larger diameter tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, pp. 1024-1029, 2011.
- [14] Cen Z. L., Zhao J. G. and Shen X. B., Comparative Study of Omega RSM and RNG k- ε Model for the Numerical Simulation of a Hydrocyclone, *Iranian Journal of Chemistry and Chemical Engineering (IJCCCE)*, Vol. 33, pp. 53-61, 2014.
- [15] *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*, ANSYS, Inc, Canonsburg, 2013.
- [16] Khaghani Nezhad H. and Jafari Nasr M., Thermal and hydraulic analysis of compact heat exchanger with Wavy fins, *Iran Journal of Chemistry and Chemical Engineering (in persian)*, Vol. 34, pp. 104-77, 2015.
- [17] Cengel Y., Turner R. and Cimbala J., *Fundamentals of Thermal-fluid Sciences*, 4th edition, McGraw Hill Higher Education, London, 2012.
- [18] Bhutta M. M. A., Hayat N., Bashir M. H. and Khan A. R., CFD applications in various heat exchangers design: A review, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 32, pp. 1-12, 2012.
- [19] Farhad N. T., Sirous Z. M., kazem R. and Reza T. A. , Baffle space impact on the performance of helical baffle shell and tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 44, pp. 143-149, 2012.
- [20] Al-attab K. and Zainal Z., Performance of high-temperature heat exchangers in biomass fuel powered externally fired gas turbine systems, *Renewable Energy*, Vol. 35, pp. 913-920, 2010
- [21] Jorisch, W. (Ed.), *Vacuum Technology in the Chemical Industry* (Chapter 2: Condensation under Vacuum), Wiley-VCH Verlag GmbH & Co, 2015.
- [22] API RP14E, Recommended Practice for Design and Installation of Offshore Products Platform Piping Systems. 5th ed., American Petroleum Institute, Washington, 1991.
- [1] Ballough, J.J., *Correlation, Operation, Design, and Modification of Turbofan/Jet Engine Test Cells*, Federal Aviation Administration, Advisory circular AC, 2002
- [2] Japan Aerospace Exploration Agency, Altitude Test Facility, 7 2010. [Online]. Available: <http://global.jaxa.jp/>. [Accessed 5 May 2018].
- [3] K. Hyung Do, B. Choi, Y.-S. Han and T. Kim, Experimental investigation on the pressure drop and heat transfer characteristics of a recuperator with offset strip fins for a micro gas turbine, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 103, pp. 457-467, 2016.
- [4] Vick M., Young T., Kelly M., Hinnant K. M. and Tuttle S. G, "A Simple Recuperated Ceramic Microturbine: Design Concept, Cycle Analysis, and Recuperator Component Prototype Tests, In *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Seoul, South Korea, 2016.
- [5] Babu T. P. A. and Talekala M. S., Evaluation of heat transfer surfaces for compact recuperator using a CFD code, *Heat Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 767-774, 2009.
- [6] Brown, R., *A Procedure for Preliminary Estimates of Air Cooled Heat Exchangers*, Chemical Engineering McGraw-Hill Publication Book Co., NewYork, 1979.
- [7] Ganapathy V., *Process-Design Criteria of Air Cooled Heat Exchangers*, Chemical Engineering, McGraw-Hill Publication Book Co., NewYork, 1979.
- [8] Tarrad A. H. Khudor and D. S., A Correlation for the Air-Side Heat Transfer Coefficient Assessment in Continuous Flat-Plate Finned Heat Exchangers, *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, p. 9, 2015.